

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-120764

(43)Date of publication of application : 23.04.2003

(51)Int.Cl.

F16H 3/091  
B60K 17/02

(21)Application number : 2001-317365

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 15.10.2001

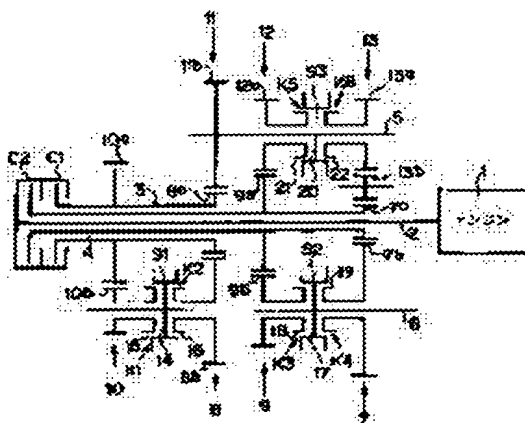
(72)Inventor : YOGO SHIGEKAZU  
NAKAWAKI YASUNORI  
OSHIUMI TAKAHIRO  
FUJITO HIROSHI  
MATSUMOTO AKIRA  
MURAKAMI ARATA

## (54) TWIN CLUTCH TRANSMISSION

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a twin clutch transmission in which the number of forward shift ranges can be set to 7 or more, and by which compactness is achieved.

**SOLUTION:** A first input shaft 3 to which power is inputted by a first clutch C1 and a second input shaft 4 to which power is inputted by a second clutch C2 are disposed on the same axial line. A countershaft 5 and an output shaft 6 are disposed in parallel to these input shafts 3 and 4. Gear pairs 7,...12 disposed between these shafts are selectively connected to either shaft by engagement clutch mechanisms K1,...K5 for setting a plurality of shift ranges. The plurality of engagement clutch mechanisms are not provided on the same axis with the input shafts, but on the same axis with the countershaft or the output shaft. At least one of the engagement clutch mechanisms is engaged, while at least one of the others is set disengaged, so that the number of forward shift ranges can be set to 7 or more.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

09.06.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2003-120764

(P 2 0 0 3 - 1 2 0 7 6 4 A)

(43) 公開日 平成15年4月23日(2003.4.23)

(51) Int. Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード (参考)
F16H 3/091		F16H 3/091	3D039
B60K 17/02		B60K 17/02	Z 3J028

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全18頁)

(21) 出願番号 特願2001-317365(P 2001-317365)

(22) 出願日 平成13年10月15日(2001.10.15)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 余合 繁一

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 中脇 康則

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100083998

弁理士 渡辺 丈夫

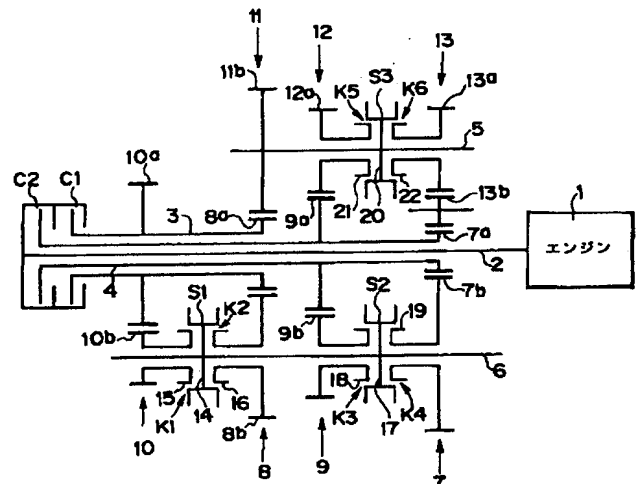
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ツインクラッチ変速機

(57) 【要約】

【課題】 7段以上の前進段を設定することができ、かつ小型化を図ることのできるツインクラッチ変速機を提供する。

【解決手段】 第1クラッチC1によって動力が入力される第1入力軸3と第2クラッチC2によって動力が入力される第2入力軸4とが同一軸線上に配置され、これらの入力軸3、4と平行に副軸5と出力軸6とが配置され、これらの各軸の間に配置された歯車対7、…12を噛み合いクラッチ機構K1、…K5によっていずれかの軸に選択的に連結することにより、複数の変速段が設定され、複数の噛み合いクラッチ機構が、前記各入力軸と同軸上に設けられず前記副軸もしくは出力軸と同軸上に配置され、かつこれらの噛み合いクラッチ機構のうちのいずれか少なくとも一つに係合させると同時に他の少なくとも一つを非係合状態とすることにより前進7段以上の変速段を設定するように構成されている。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 第 1 クラッチによって動力が入力される第 1 入力軸と第 2 クラッチによって動力が入力される第 2 入力軸とが同一軸線上に配置されるときともに、これらの入力軸と平行に副軸と出力軸とが配置され、これらの各軸の間に配置された歯車対を噛み合いクラッチ機構によっていずれかの軸に選択的に連結することにより、複数の変速段を設定するツインクラッチ変速機において、複数の噛み合いクラッチ機構を備えるとともに、これらの噛み合いクラッチ機構が、前記各入力軸と同軸上に設けられずに前記副軸もしくは出力軸と同軸上に配置され、かつこれらの噛み合いクラッチ機構のうちのいずれか少なくとも一つを係合させると同時に他の少なくとも一つを非係合状態とすることにより前進 7 段以上の変速段を設定するように構成されていることを特徴とするツインクラッチ変速機。

【請求項 2】 第 1 クラッチによって動力が入力される第 1 入力軸と第 2 クラッチによって動力が入力される第 2 入力軸とが同一軸線上に配置されるときともに、これらの入力軸と平行に副軸と出力軸とが配置され、これらの各軸の間に配置された歯車対を噛み合いクラッチ機構によっていずれかの軸に選択的に連結することにより、複数の変速段を設定するツインクラッチ変速機において、5 つの噛み合いクラッチ機構を備えるとともに、これらの噛み合いクラッチ機構のうちのいずれか少なくとも一つを係合させると同時に他の少なくとも一つを非係合状態とすることにより前進 7 段以上の変速段を設定するように構成されていることを特徴とするツインクラッチ変速機。

【請求項 3】 前記第 1 入力軸もしくは第 2 入力軸と副軸との間に、減速作用もしくは増速作用をおこなう歯車対が設けられ、前記前進 7 段以上の変速段は、その歯車対で減速作用を生じさせて設定される変速段と増速作用を生じさせて設定される変速段との 2 つの変速段を含むことを特徴とする請求項 2 に記載のツインクラッチ変速機。

【請求項 4】 前記出力軸上に 4 つ以上の歯車が配置されるときともに、これらの歯車を出力軸に対して選択的に連結する少なくとも 4 つの前記噛み合いクラッチ機構が設けられ、また前記副軸上に 2 つ以上の歯車が配置されるときともに、これらの歯車を副軸に対して選択的に連結する少なくとも 2 つの前記噛み合いクラッチ機構が設けられていることを特徴とする請求項 1 または 3 に記載のツインクラッチ変速機。

【請求項 5】 前記歯車対は、前記第 1 入力軸もしくは第 2 入力軸からトルクを受ける歯車と、該歯車に噛み合しかつ前記副軸上に配置された他の歯車と、前記第 1 入力軸もしくは第 2 入力軸からトルクを受ける前記歯車に噛み合しかつ前記出力軸上に配置された更に他の歯車とを含むことを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれかに記載

のツインクラッチ変速機。

【請求項 6】 前記歯車対は、常時噛み合っている相手側の歯車が 1 つに限られる歯車対であることを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれかに記載のツインクラッチ変速機。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は、動力を入力するための 2 つのクラッチ手段を備えているいわゆるツインクラッチ変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 この種の変速機の一例が特開 2000-82554 号公報に記載されている。その構成の一例を簡単に説明すると、第 1 入力軸をエンジンに連結する第 1 クラッチと、第 2 入力軸をエンジンに連結する第 2 クラッチとが同軸上に配置され、これらの入力軸に対して副軸と出力軸とが互いに平行に配置されている。これらの各軸の間には、第 1 速用の歯車対ないし第 6 速用の歯車対の 6 つの歯車対と、副軸から出力軸に動力を伝達する駆動歯車対が設けられ、さらにそれらの歯車対をいずれかの入力軸もしくは副軸に選択的に連結する複数のドッグクラッチが設けられている。

【0003】 そして、これらのドッグクラッチは、第 1 速用歯車対、第 3 速用歯車対、第 5 速用歯車対を第 1 入力軸および出力軸に選択的に連結し、また第 2 速用歯車対、第 4 速用歯車対、第 6 速用歯車対を第 2 入力軸および出力軸に選択的に連結するように構成されている。したがって、第 1 クラッチが係合している状態で、第 2 速用歯車対を第 2 入力軸および出力軸に連結しておき、第 1 クラッチを解放するとともに第 2 クラッチを係合させることにより、いずれかの入力軸から出力軸に対するトルクの伝達が遮断されることなく、変速が実行される。互いに隣接する他の変速段同士の間での変速も同様に実行でき、したがって上記の公報に記載された変速機では、いわゆるトルク遮断を生じさせることなく、変速を実行することができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 上記の公報に記載された変速機の基本的な構成は、設定するべき変速段の数に対応した数の歯車対を設け、これらの歯車対を第 1 および第 2 のクラッチとドッグクラッチとによって選択し、さらに互いに隣接する変速段は互いに異なる入力用のクラッチを係合させて設定するようにした構成である。したがって、上記の公報に記載された従来のいわゆるツインクラッチ変速機では、変速段数を多くするためには、その数に応じて歯車対を増大させる必要がある。そのため、例えば上記の公報には 6 段の前進段を設定する構成が示されているが、これを 7 段以上の前進段を設定する構成とする場合には、7 対以上の歯車対を設けることになり、多段化するに従って変速機の全体としての構成

が大型化し、車両用の変速機にあっては車載性が悪化する問題がある。

【0005】この発明は上記の技術的課題に着目してなされたものであり、小型でかつ多段化に有利なツインクラッチ変速機を提供することを目的とするものである。

【0006】

【課題を解決するための手段およびその作用】上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、第1クラッチによって動力が入力される第1入力軸と第2クラッチによって動力が入力される第2入力軸とが同一軸線上に配置されるとともに、これらの入力軸と平行に副軸と出力軸とが配置され、これらの各軸の間に配置された歯車対を噛み合いクラッチ機構によっていずれかの軸に選択的に連結することにより、複数の変速段を設定するツインクラッチ変速機であって、複数の噛み合いクラッチ機構を備えるとともに、これらの噛み合いクラッチ機構が、前記各入力軸と同軸上に設けられずに前記副軸もしくは出力軸と同軸上に配置され、かつこれらの噛み合いクラッチ機構のうちのいずれか少なくとも一つに係合させると同時に他の少なくとも一つを非係合状態とすることにより前進7段以上の変速段を設定するように構成されていることを特徴としている。

【0007】したがって請求項1の発明では、第1クラッチと第2クラッチとを交互に係合させるなど適宜の係合・解放操作をおこない、またいずれかの噛み合いクラッチ機構を適宜に係合させることにより、前進7段以上の変速段が設定される。その噛み合いクラッチ機構は複数設けられているが、これらは、各入力軸上には配置されず、副軸および出力軸のいずれかと同軸上に配置されている。そのため、相対的に多数の部品を配置することになる各入力軸上に更に噛み合いクラッチ機構を配置する必要がなく、相対的に少数の歯車を配置してある副軸もしくは出力軸上に噛み合いクラッチ機構を配置することにより、軸線方向に並べて配置する部品数が少なくなり、その結果、軸長の増大を抑制して変速機の小型化が図られる。

【0008】また、請求項2の発明は、第1クラッチによって動力が入力される第1入力軸と第2クラッチによって動力が入力される第2入力軸とが同一軸線上に配置されるとともに、これらの入力軸と平行に副軸と出力軸とが配置され、これらの各軸の間に配置された歯車対を噛み合いクラッチ機構によっていずれかの軸に選択的に連結することにより、複数の変速段を設定するツインクラッチ変速機であって、5つの噛み合いクラッチ機構を備えるとともに、これらの噛み合いクラッチ機構のうちのいずれか少なくとも一つに係合させると同時に他の少なくとも一つを非係合状態とすることにより前進7段以上の変速段を設定するように構成されていることを特徴としている。

【0009】したがって請求項2の発明では、5つの噛

み合いクラッチ機構のうちの少なくともいずれか一つに係合させ、かつ他の少なくともいずれか一つを解放させ、さらに第1クラッチおよび第2クラッチのいずれかを係合させることにより、前進7段以上の変速段が設定される。そのため、設定可能な前進段の変速段数に対して噛み合いクラッチ機構の数が少なくてよいので、変速機の小型化が図られる。

【0010】さらに、請求項3の発明は、請求項2の発明において、前記第1入力軸もしくは第2入力軸と副軸との間に、減速作用もしくは増速作用をおこなう歯車対が設けられ、前記前進7段以上の変速段は、その歯車対で減速作用を生じさせて設定される変速段と増速作用を生じさせて設定される変速段との2つの変速段を含むことを特徴とするツインクラッチ変速機である。

【0011】したがって請求項3の発明では、噛み合いクラッチ機構の係合・解放のさせ方によって前記歯車対が減速歯車として作用し、また増速歯車として作用する。そのため、前記歯車対を使用して少なくとも2つの前進段が設定されるので、噛み合いクラッチ機構の数が前進段の数に比較して少ないことに加え、歯車対の数が少なくてよいので、変速機の小型化が図られる。

【0012】またさらに、請求項4の発明は、請求項1または3の構成において、前記出力軸上に4つ以上の歯車が配置されるとともに、これらの歯車を出力軸に対して選択的に連結する少なくとも4つの前記噛み合いクラッチ機構が設けられ、また前記副軸上に2つ以上の歯車が配置されるとともに、これらの歯車を副軸に対して選択的に連結する少なくとも2つの前記噛み合いクラッチ機構が設けられていることを特徴とするツインクラッチ変速機である。

【0013】したがって請求項4の発明では、副軸と同軸上に配置された噛み合いクラッチ機構を適宜に係合もしくは解放させ、あるいは出力軸と同軸上に配置された噛み合いクラッチ機構を適宜に係合・解放させることにより、前進7段以上の変速段が設定される。その変速段を設定するための変速操作は、副軸上もしくは出力軸上に配置されている噛み合いクラッチ機構を切換操作することにより達成される。そして、副軸あるいは出力軸は、各入力軸を中心として所定半径の円周上に配置されるから、これと併せて噛み合いクラッチ機構が各入力軸を中心とした所定半径の円周上に配置されるので、変速を実行するための機器の配置の自由度が高くなる。

【0014】請求項5の発明は、上記の請求項1ないし4のいずれかの構成において、前記歯車対は、前記第1入力軸もしくは第2入力軸からトルクを受ける歯車と、該歯車に噛み合しかつ前記副軸上に配置された他の歯車と、前記第1入力軸もしくは第2入力軸からトルクを受ける前記歯車に噛み合しかつ前記出力軸上に配置された更に他の歯車とを含むことを特徴とするツインクラッチ変速機である。

【0015】したがって請求項5の発明では、いずれかの入力軸からトルクを受ける前記歯車が、副軸上の他の歯車と出力軸上の更に他の歯車とに常時噛合している。すなわち、いずれかの入力軸からトルクを受ける歯車が、副軸上の他の歯車と対を成すと同時に、出力軸上の更に他の歯車と対を成して、いずれかの入力軸からトルクを受ける前記歯車が2つの歯車対で共用されている。そのため、必要とする歯車の数が少なくなつて、変速機の小型・軽量化が図られる。

【0016】そして、請求項6の発明は、上記の請求項1ないし4のいずれかの構成において、前記歯車対は、常時噛み合っている相手側の歯車が1つに限られる歯車対であることを特徴とするツインクラッチ変速機である。

【0017】したがって請求項6の発明では、各歯車対が、互いに常時噛合する2つの歯車によって構成されている。言い換えれば、いずれか2つの歯車対が一つの歯車を共用する構成とはなっていない。そのために、変速比の制約要因が少なくなり、変速比の選択の幅が広がる。

【0018】

【発明の実施の形態】つぎにこの発明を具体例に基づいて説明する。この発明の変速機は、入力クラッチとして2つのクラッチC1、C2を備えたツインクラッチ変速機であり、その一例を図1にスケルトン図で示してある。すなわち動力源（例えばエンジン）1の出力したトルクを各クラッチC1、C2に伝達するための伝動軸2の外周側に、第1入力軸3と第2入力軸4とが同軸上に配置されている。図1に示す構成では、伝動軸2の外周側に第2入力軸4が配置され、第2クラッチC2によってこれらの伝動軸2と第2入力軸4とを選択的に連結するようになっている。また、その第2入力軸4の外周側に第1入力軸3が配置され、第1クラッチC1によって前記伝動軸2と第1入力軸3とを選択的に連結するようになっている。

【0019】なお、これらの第1クラッチC1と第2クラッチC2とは、摩擦クラッチによって構成され、完全係合状態とトルクを伝達しない解放状態と、これらの中間の状態であるスリップ状態とに制御できるように構成されている。

【0020】上記の各軸2、3、4と平行に副軸5と出力軸6とが配置されている。そして、各入力軸3、4とこれら副軸5および出力軸6との間に、複数の歯車対が設けられ、またそれらの歯車対を副軸5あるいは出力軸6に選択的に連結する噛み合いクラッチ機構が設けられている。すなわち第2入力軸4と出力軸6との間に、第2速歯車対7が設けられている。この第2速歯車対7は、第2入力軸4に一体に設けられている駆動歯車7aと、出力軸6と同軸上に回転自在に保持されている従動歯車7bとからなり、前進第1速および前進第2速でト

ルクを伝達し、また後進第2速でトルクを伝達するようになっている。なお、駆動歯車7aの歯数より従動歯車7bの歯数が多く、したがって駆動歯車7aから従動歯車7bに対してトルクを伝達する場合には、減速作用をおこなう。

【0021】また、第1入力軸3と出力軸6との間に、第3速歯車対8が設けられている。この第3速歯車対8は、第1入力軸3に一体に設けられている駆動歯車8aと、出力軸6と同軸上に回転自在に保持されている従動歯車8bとからなり、前進第3速および前進第4速でトルクを伝達し、また後進第1速でトルクを伝達するようになっている。なお、駆動歯車8aの歯数より従動歯車8bの歯数が多く、したがって駆動歯車8aから従動歯車8bに対してトルクを伝達する場合には、減速作用をおこなう。

【0022】さらに、第2入力軸4と出力軸6との間に、第6速歯車対9が設けられている。この第6速歯車対9は、第2入力軸4に一体に設けられている駆動歯車9aと、出力軸6と同軸上に回転自在に保持されている従動歯車9bとからなり、前進第5速および前進第6速でトルクを伝達するようになっている。なお、駆動歯車9aの歯数より従動歯車9bの歯数が少なく、したがって駆動歯車9aから従動歯車9bに対してトルクを伝達する場合には、増速作用をおこなう。

【0023】またさらに、第1入力軸3と出力軸6との間に、第7速歯車対10が設けられている。この第7速歯車対10は、第1入力軸3に一体に設けられている駆動歯車10aと、出力軸6と同軸上に回転自在に保持されている従動歯車10bとからなり、前進第7速および前進第8速でトルクを伝達するようになっている。なお、駆動歯車10aの歯数より従動歯車10bの歯数が少なく、したがって駆動歯車10aから従動歯車10bに対してトルクを伝達する場合には、増速作用をおこなう。

【0024】一方、副軸5と第1入力軸3との間に、第1減速歯車対11が設けられ、また副軸5と第2入力軸4との間に、第2減速歯車対12が設けられている。その第1減速歯車対11は、前記第3速駆動歯車8aと、これに常時噛合しかつ副軸5に一体化されている従動歯車11bとからなる歯車対であり、したがって駆動歯車8aを第3速歯車対8と共用した歯車対である。なお、駆動歯車8aの歯数より従動歯車11bの歯数が多く、したがって駆動歯車8aから従動歯車11bに対してトルクを伝達する場合には、減速作用をおこなう。

【0025】これに対して第2減速歯車対12は、前記第6速駆動歯車9aと、これに常時噛合しかつ副軸5と同軸上に回転自在に配置された駆動歯車12aとからなる歯車対であり、したがって駆動歯車9aを第6速歯車対9とで共用した歯車対である。なお、駆動歯車9aの歯数より駆動歯車12aの歯数が少なく、したがって駆

動歯車 12 a から駆動歯車 9 a に対してトルクを伝達する場合には、減速作用をおこなう。

【0026】そして、第2入力軸4と副軸5との間に後進歯車対13が設けられている。すなわち副軸5と同軸上に後進歯車13 a が回転自在に配置されており、この後進歯車13 a と前記第2速駆動歯車7 a とに噛合するアイドル歯車13 b が設けられている。したがって後進歯車対13は、後進歯車13 a と、アイドル歯車13 b と、第2速駆動歯車7 a とから構成され、第2速駆動歯車7 a を第2速歯車対7とで共用するように構成されている。

【0027】上述したように出力軸6上には、図1の左側から、第7速従動歯車10 b、第3速従動歯車8 b、第6速従動歯車9 b、第2速従動歯車7 b の4つの歯車が回転自在に配置されており、これらの歯車を出力軸6に対して選択的に連結する4つの噛み合いクラッチ機構が設けられている。また、副軸5上には、第2減速駆動歯車12 a と後進歯車13 a との2つの歯車が回転自在に配置されており、これらの歯車を副軸5に対して選択的に連結する噛み合いクラッチ機構が設けられている。

【0028】具体的に説明すると、第7速従動歯車10 b と第3速従動歯車8 b との間には、出力軸6に一体化されているクラッチハブ14にスプライン嵌合しているハブスリーブS1が配置されており、そのハブスリーブS1を第7速従動歯車10 b 側に移動させてそのスプライン15に係合させることにより、その第7速従動歯車10 b を出力軸6に連結するように構成されている。したがってここに第1の噛み合いクラッチ機構K1が構成されている。また、上記のハブスリーブS1を第3速従動歯車8 b 側に移動させてそのスプライン16に係合させることにより、第3速従動歯車8 b を出力軸6に連結するように構成されている。したがってここに第2の噛み合いクラッチ機構K2が構成されている。

【0029】第6速従動歯車9 b と第2速従動歯車7 b との間には、出力軸6に一体化されているクラッチハブ17にスプライン嵌合しているハブスリーブS2が配置されており、そのハブスリーブS2を第6速従動歯車9 b 側に移動させてそのスプライン18に係合させることにより、その第6速従動歯車9 b を出力軸6に連結するように構成されている。したがってここに第3の噛み合いクラッチ機構K3が構成されている。また、上記のハブスリーブS2を第2速従動歯車7 b 側に移動させてそのスプライン19に係合させることにより、第2速従動歯車7 b を出力軸6に連結するように構成されている。したがってここに第4の噛み合いクラッチ機構K4が構成されている。

【0030】また一方、副軸5上における第2減速駆動歯車12 a と後進歯車13 a との間には、副軸5に一体化されているクラッチハブ20にスプライン嵌合しているハブスリーブS3が配置されており、そのハブスリー

ブS3を第2減速駆動歯車12 a 側に移動させてそのスプライン21に係合させることにより、その第2減速駆動歯車12 a を副軸5に連結するように構成されている。したがってここに第5の噛み合いクラッチ機構K5が構成されている。また、上記のハブスリーブS3を後進歯車13 a 側に移動させてそのスプライン22に係合させることにより、後進歯車13 a を副軸5に連結するように構成されている。したがってここに第6の噛み合いクラッチ機構K6が構成されている。

【0031】図1に示す変速機では、8段の前進段と2段の後進段とを設定することができる。これらの変速段を設定するための各クラッチC1、C2および各噛み合いクラッチ機構K1、…K6の係合・解放状態をまとめて示せば、図2のとおりである。なお、図2において、各ハブスリーブS1、S2、S3の欄における数字は、それぞれのハブスリーブに係合可能な歯車の参照符号を示し、また「N」はいずれの歯車に対しても係合しないニュートラル（オフ）位置を示す。また、●印は係合してトルクを伝達することを示し、○印はニュートラル位置とすることが必須であることを示し、△印はダウンシフトのために係合して待機することを示し、▽印はアップシフトのために係合して待機することを示す。そして、空欄は、解放状態を示す。

【0032】以下、各変速段について説明する。前進第1速は第2のハブスリーブS2によって第2速従動歯車7 b を出力軸6に連結し、かつ第3のハブスリーブS3によって第2減速駆動歯車12 a を副軸5に連結し、その状態で第1クラッチC1に係合させることにより設定される。したがって前進第1速では、図3に太線で示すように、第1クラッチC1を介して伝達されたエンジントルクが、第1入力軸3から第1減速歯車対11を介して副軸5に伝達され、さらに副軸5から第5の噛み合いクラッチ機構K5および第2減速歯車対12を介して第2入力軸4に伝達され、この第2入力軸4から第2速歯車対7および第4の噛み合いクラッチ機構K4を介して出力軸6に伝達される。その結果、各減速歯車対11、12および第2速歯車対7のそれぞれが減速作用をおこなって前進段で最も変速比の大きい第1速が設定される。

【0033】上記の前進第1速の状態から第1クラッチC1を次第に解放しつつ、第2クラッチC2を次第に係合させることにより、第1速から第2速へのアップシフトが実行される。この前進第2速では、エンジントルクが第2クラッチC2を介して第2入力軸4に伝達される。そして図4に太線で示すように、第2入力軸4から第2速歯車対7および第4の噛み合いクラッチ機構K4を介して出力軸6にトルクが伝達される。したがって第2速歯車対7のみが減速作用をしてトルクを伝達するので、上記の第1速より変速比の小さい前進第2速となる。

【0034】この前進第2速の状態、第1のハブスリーブS1によって第3速従動歯車8bを出力軸6に連結し、かつ第3のハブスリーブS3をニュートラル位置に設定することにより、第3速へのアップシフトのための待機状態となる。したがってこの状態で第2クラッチC2を次第に解放し、かつ第1クラッチC1を次第に係合させることにより、前進第3速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図5に太線で示してあり、第1クラッチC1を介して第1入力軸3に伝達されたエンジントルクが、第3速歯車対8および第2の噛み合いクラッチ機構K2を介して出力軸6に伝達される。その第3速歯車対8のギヤ比が第2速歯車対7のギヤ比より小さく設定されていることにより、第2速より小さい変速比の第3速となる。

【0035】この前進第3速の状態、第2のハブスリーブS2をニュートラル位置に設定し、かつ第3のハブスリーブS3によって第2減速駆動歯車12aを副軸5に連結することにより、第4速へのアップシフトのための待機状態となる。したがってこの状態で第1クラッチC1を次第に解放し、かつ第2クラッチC2を次第に係合させることにより、前進第4速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図6に太線で示してあり、第2クラッチC2を介して第2入力軸4に伝達されたエンジントルクが、第2減速歯車対12および第5の噛み合いクラッチ機構K5を介して副軸5に伝達され、その副軸5から第1減速従動歯車11bを介して第3速歯車対8の駆動歯車8aにトルクが伝達される。したがって第2減速歯車対12および第1減速歯車対11においては、従動側から駆動側にトルクが伝達されるので、これらの減速歯車対11、12が増速作用をおこなう。そして、第3速歯車対8および第2の噛み合いクラッチ機構K2を介して出力軸6にトルクが伝達される。第3速と比較すると、第2減速歯車対12および第1減速歯車対11での増速作用が加わるために、全体としての変速比が僅かに小さくなり、第3速より変速比の小さい第4速が設定される。

【0036】前進第5速は、第1のハブスリーブS1をニュートラル位置とし、第2のハブスリーブS2によって第6速従動歯車9bを出力軸6に連結し、かつ第3のハブスリーブS3によって第2減速駆動歯車12aを副軸5に連結し、その状態で第1クラッチC1に係合させて設定される。この前進第5速でのトルク伝達経路を図7に太線で示してあり、第1クラッチC1を介して第1入力軸3に伝達されたエンジントルクが、第1減速歯車対11および副軸5ならびに第5の噛み合いクラッチ機構K5を介して第2減速駆動歯車12aに伝達される。この第2減速歯車対12の従動歯車が、第6速歯車対9の駆動歯車9aであるから、この第6速歯車対9および第3の噛み合いクラッチ機構K3を介して出力軸6にトルクが伝達される。したがってこの前進第5速では、第

2減速歯車対12において、その駆動歯車12aから駆動歯車9a側にトルクが伝達されるので、第2減速歯車対12が減速作用をおこなうが、第6速歯車対9のギヤ比が小さいので、前進第4速より変速比の小さい前進第5速となる。

【0037】なお、この前進第5速と前記第4速との各クラッチ及びクラッチ機構の係合状態を対比すると、第1のハブスリーブS1の位置、および第2のハブスリーブS2の位置、ならびに第1クラッチC1と第2クラッチC2との係合状態とが異なっている。したがって入力クラッチの切り替えによってトルクの伝達経路を変更するだけでなく、噛み合いクラッチ機構によってもトルクの伝達経路を変更する必要があるので、出力軸6のトルクが一時的にゼロ近くに低下するいわゆるトルク遮断が生じる。

【0038】上記の前進第5速の状態から第1クラッチC1を次第に解放しつつ、第2クラッチC2を次第に係合させることにより、前進第6速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図8に太線で示してあり、第2クラッチC2を介して第2入力軸4に伝達されたエンジントルクが第6速歯車対9および第3の噛み合いクラッチ機構K3を介して出力軸6に伝達される。すなわち、前進第5速では各減速歯車対11、12を介して第6速歯車対9にトルクが伝達されていたのに対して、第6速では、第2入力軸4から直接、第6速歯車対9にトルクが伝達されるので、第5速より変速比の小さい第6速が設定される。

【0039】この前進第6速の状態第1のハブスリーブS1によって第7速駆動歯車10bを出力軸6に連結し、かつ第3のハブスリーブS3をニュートラル位置に設定することにより、第7速へのアップシフトのための待機状態となる。したがってこの状態で第2クラッチC2を次第に解放し、かつ第1クラッチC1を次第に係合させることにより、前進第7速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図9に太線で示してあり、第1クラッチC1を介して第1入力軸3に伝達されたエンジントルクが第7速歯車対10および第1の噛み合いクラッチ機構K1を介して出力軸6に伝達される。この第7速歯車対10のギヤ比が、前記第6速歯車対9のギヤ比より小さい増速歯車対であり、したがって第6速より変速比の小さい第7速となる。

【0040】この前進第7速の状態第2のハブスリーブS2をニュートラル位置に設定し、かつ第3のハブスリーブS3によって第2減速駆動歯車12aを副軸5に連結することにより、前進第8速へのアップシフトの待機状態となる。したがってこの状態で第1クラッチC1を次第に解放しつつ、第2クラッチC2を次第に係合させることにより、前進第8速が設定される。この場合のトルクの伝達経路を図10に太線で示してあり、第2クラッチC2を介して第2入力軸4に伝達されたエンジン



トルクが第 6 速駆動歯車 9 a から第 2 減速駆動歯車 1 2 a に伝達され、さらに第 5 の噛み合いクラッチ機構 K5 を介して副軸 5 に伝達される。そして、その副軸 5 から第 1 減速歯車対 1 1 を介して第 1 入力軸 3 にトルクが伝達され、この第 1 入力軸 3 から第 7 速歯車対 1 0 および第 1 の噛み合いクラッチ機構 K1 を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。この場合、各減速歯車対 1 1, 1 2 では、従動側から駆動側に（歯数の多い歯車から歯数の少ない歯車に）トルクが伝達されるので、それぞれが増速作用をおこなう。その結果、前進第 7 速とはこれらの減速歯車対 1 1, 1 2 を経由してトルクを伝達するか否かに相違があり、それに伴って第 7 速より変速比の小さい第 8 速が設定される。

【0 0 4 1】つぎに後進段について説明する。上述した図 1 に示す変速機では、第 2 クラッチ C2 と第 1 クラッチ C1 とのいずれを係合させても後進段を設定することができる。先ず、第 2 クラッチ C2 を係合させて設定する後進段について説明すると、第 2 クラッチ C2 を係合させる場合は、第 1 のハブスリーブ S1 によって第 3 速従動歯車 8 b を出力軸 6 に連結し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 によって後進歯車 1 3 a を副軸 5 に連結し、さらに第 2 のハブスリーブ S2 はニュートラル位置に設定する。したがって図 1 1 に太線で示すように、第 2 クラッチ C2 を介して第 2 入力軸 4 に伝達されたエンジントルクが、第 2 速駆動歯車 7 a から後進歯車対 1 3 のアイドル歯車 1 3 b に伝達され、さらにこの後進歯車対 1 3 および第 6 の噛み合いクラッチ機構 K6 を介して副軸 5 にトルクが伝達される。そして、この副軸 5 から第 1 減速歯車対 1 1 および第 3 速歯車対 8 ならびに第 2 の噛み合いクラッチ機構 K2 を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。

【0 0 4 2】これに対して第 1 クラッチ C1 からトルクを入力する場合には、第 3 のハブスリーブ S3 によって後進歯車 1 3 a を副軸 5 に連結し、かつ第 2 のハブスリーブ S2 によって第 2 速従動歯車 7 b を出力軸 6 に連結し、さらに第 1 のハブスリーブ S1 をニュートラル位置に設定する。したがって図 1 2 に太線で示すように、第 1 クラッチ C1 を介して第 1 入力軸 3 に伝達されたエンジントルクが、第 1 減速歯車対 1 1 および副軸 5 ならびに第 6 の噛み合いクラッチ機構 K6 を介して後進歯車対 1 3 に伝達され、さらにそのアイドル歯車 1 3 b から第 2 速歯車対 7 にトルクが伝達され、第 4 の噛み合いクラッチ機構 K4 を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。

【0 0 4 3】後進段は、通常、車両が停止している状態で設定されるから、前進第 1 速と後進段とは、互いに隣接した変速段となる。そのため、制御の容易性やフェールセーフを確立する点から、上記の 2 つの後進段のうち、第 2 クラッチ C2 を係合させて設定する後進段が、通常、使用される。

【0 0 4 4】上記のように図 1 に示す変速機では、1 つ

の歯車を共用する 2 対の歯車対を含む合計 6 つの歯車対を使用して前進段として 8 段を設定することができ、その結果、小型の多段変速機として構成することができる。これは、減速歯車機構を増速用に使用する変速段を設定することができるためである。

【0 0 4 5】また、同軸上に配置されている各入力軸 3, 4 に対して平行に配置された副軸 5 および出力軸 6 と同軸上に噛み合いクラッチ機構が配置されているので、同一の軸線上に配列される部品の数が均等化されていづれかの軸線上の部品数が他の軸線上の部品数に比較して極端に多くなることを避けることができ、その結果、変速機の全体としての軸長を短くすることができる。さらに、その噛み合いクラッチ機構は、変速機の外部から操作することになるが、その配置位置が中心側の各入力軸 3, 4 よりも大きく外側の位置になるので、操作機構と他の構成部材との干渉が避けやすくなり、噛み合いクラッチ機構を操作するアクチュエータなどの操作機器（図示せず）の配置の自由度が高くなる。

【0 0 4 6】なお、上記の図 1 に示すギヤトレーンによって前進 7 段の変速段を設定する変速機を構成することができる。そのための各クラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態を図 1 3 にまとめて示してある。図 1 3 に示す図表は、上述した図 2 に示す図表における「4 t h」の欄を削除し、第 5 速以上の変速段をそれぞれ 1 段ずつ繰り下げたものである。

【0 0 4 7】この図 1 3 の図表に従って変速を実行するように構成した場合、前進第 3 速と前進第 4 速との間の変速は、第 1 クラッチ C1 を係合させたまま、噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態を変更することになるので、これらの変速段の間での変速の際にいわゆるトルク遮断が生じる。しかしながら、図 2 の図表に従って変速を実行するように構成した場合と同様に、トルク遮断の生じる変速段が比較的高速段側であるから、変速ショックや変速遅れなどの違和感を抑制もしくは防止することができる。

【0 0 4 8】さらに、図 1 に示すギヤトレーンを使用して前進 6 段の変速段を設定する変速機を構成することができる。そのための各クラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態を図 1 4 にまとめて示してある。図 1 4 に示す図表は、上述した図 1 3 に示す図表における「4 t h」の欄を削除し、第 5 速以上の変速段をそれぞれ 1 段ずつ繰り下げたものである。このような構成であれば、隣接する変速段同士の間では、トルク遮断を生じさせることなく変速を実行することができる。

【0 0 4 9】ところで、上述した図 1 に示すギヤトレーンを有する変速機では、第 1 減速歯車対 1 1 と第 3 速歯車対 8 とが、駆動歯車 8 a を共用し、また第 2 減速歯車対 1 2 と第 6 速歯車対 9 とが駆動歯車 9 a を共用している。そのために、各軸の軸間距離とギヤ比との干渉が生じ、設定可能な変速比が制約を受ける場合がある。この

ような制約を解消した構成を図 15 にスケルトン図で示してある。

【0050】この図 15 に示す構成は、第 1 減速歯車対 11 のための駆動歯車 11a と第 2 減速歯車対 12 のための従動歯車 12b とを、図 1 に示す構成に追加し、併せて各クラッチ C1、C2 や入力軸 3、4 ならびに各歯車対の配置を変更したものである。具体的に説明すると、入力クラッチ C1、C2 がエンジン 1 側に配置されるとともに、第 1 クラッチ C1 の外周側に第 2 クラッチ C2 が配置されている。その結果、発進時などのスリッ

【0051】入力クラッチ C1、C2 のこのような配置に伴って、第 1 入力軸 3 の外周側に第 2 入力軸 4 が同軸上に配置されている。そして、その第 1 入力軸 3 に第 1 減速駆動歯車 11a が一体に設けられている。なお、この第 1 減速歯車対 11 は、第 1 のハブスリーブ S1 の外周側に配置されている。言い換えれば、両者の軸線方向での位置がほぼ一致している。その結果、半径の小さいハブスリーブ S1 と、半径の大きい歯車からなる第 1 減速歯車対 11 とが、半径方向に並んでいるので、スペースが有効に利用されて変速機の全体としての外形寸法が小さくなっている。

【0052】また、第 1 入力軸 3 の外周側に配置されている第 2 入力軸 4 に、第 2 減速従動歯車 12b が一体に設けられている。さらに、後進段用のアイドル歯車 13b が、第 2 速歯車対 7 の従動歯車 7b に噛み合わせられている。他の構成は、図 1 に示す構成と同様である。

【0053】図 15 に示すギヤトレーンを有する変速機であっても前進 7 段以上の前進段を設定することができる。先ず、図 16 は、前進 8 段・後進 1 段の変速段を設定するように構成した場合の各クラッチ C1、C2 および各噛み合いクラッチ機構 K1、…K6 の係合・解放状態をまとめて示す図表であり、この図 16 における各符号の意味するところは、前述した図 2 についての各符号と同様である。

【0054】上述したように、図 15 に示すギヤトレーンは、図 1 に示すギヤトレーンと比較して、各減速歯車対 11、12 が他の歯車対と歯車を共用しないように構成した点に基本的な相違があり、したがって各変速段を設定するための各入力クラッチ C1、C2 および各噛み合いクラッチ機構 K1、…K6 の係合・解放状態ならびにトルクの伝達経路は、図 1 に示すギヤトレーンと基本的には同様である。以下、各変速段について説明する。

【0055】前進第 1 速は第 2 のハブスリーブ S2 によって第 2 速従動歯車 7b を出力軸 6 に連結し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 によって第 2 減速駆動歯車 12a を副軸 5 に連結し、その状態で第 1 クラッチ C1 を係合させることにより設定される。したがって前進第 1 速で

は、図 17 に太線で示すように、第 1 クラッチ C1 を介して伝達されたエンジントルクが、第 1 入力軸 3 から第 1 減速歯車対 11 を介して副軸 5 に伝達され、さらに副軸 5 から第 5 の噛み合いクラッチ機構 K5 および第 2 減速歯車対 12 を介して第 2 入力軸 4 に伝達され、この第 2 入力軸 4 から第 2 速歯車対 7 および第 4 の噛み合いクラッチ機構 K4 を介して出力軸 6 に伝達される。その結果、各減速歯車対 11、12 および第 2 速歯車対 7 のそれぞれが減速作用をおこなって前進段で最も変速比の大きい第 1 速が設定される。

【0056】上記の前進第 1 速の状態から第 1 クラッチ C1 を次第に解放しつつ、第 2 クラッチ C2 を次第に係合させることにより、第 1 速から第 2 速へのアップシフトが実行される。この前進第 2 速では、エンジントルクが第 2 クラッチ C2 を介して第 2 入力軸 4 に伝達される。そして図 18 に太線で示すように、第 2 入力軸 4 から第 2 速歯車対 7 および第 4 の噛み合いクラッチ機構 K4 を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。したがって第 2 速歯車対 7 のみが減速作用をしてトルクを伝達するので、上記の第 1 速より変速比の小さい前進第 2 速となる。

【0057】この前進第 2 速の状態、第 1 のハブスリーブ S1 によって第 3 速従動歯車 8b を出力軸 6 に連結し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 をニュートラル位置に設定しておくことができる。したがってこの状態で第 2 クラッチ C2 を次第に解放し、かつ第 1 クラッチ C1 を次第に係合させることにより、前進第 3 速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図 19 に太線で示してあり、第 1 クラッチ C1 を介して第 1 入力軸 3 に伝達されたエンジントルクが、第 3 速歯車対 8 および第 2 の噛み合いクラッチ機構 K2 を介して出力軸 6 に伝達される。その第 3 速歯車対 8 のギヤ比が第 2 速歯車対 7 のギヤ比より小さく設定されていることにより、第 2 速より小さい変速比の第 3 速となる。

【0058】この前進第 3 速の状態、第 2 のハブスリーブ S2 をニュートラル位置に設定し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 によって第 2 減速駆動歯車 12a を副軸 5 に連結しておくことができる。したがってこの状態で第 1 クラッチ C1 を次第に解放し、かつ第 2 クラッチ C2 を次第に係合させることにより、前進第 4 速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図 20 に太線で示してあり、第 2 クラッチ C2 を介して第 2 入力軸 4 に伝達されたエンジントルクが、第 2 減速歯車対 12 および第 5 の噛み合いクラッチ機構 K5 を介して副軸 5 に伝達され、その副軸 5 から第 1 減速歯車対 11 を介して第 1 入力軸 3 にトルクが伝達される。したがって第 2 減速歯車対 12 および第 1 減速歯車対 11 においては、従動歯車側から駆動歯車側にトルクが伝達されるので、これらの減速歯車対 11、12 が増速作用をおこなう。そして、第 3 速歯車対 8 および第 2 の噛み合いクラッチ機構 K2

を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。第 3 速と比較すると、第 2 減速歯車対 1 2 および第 1 減速歯車対 1 1 での増速作用が加わるために、全体としての変速比が僅かに小さくなり、第 3 速より変速比の小さい第 4 速が設定される。

【0059】前進第 5 速は、第 1 のハブスリーブ S1 をニュートラル位置とし、第 2 のハブスリーブ S2 によって第 6 速従動歯車 9 b を出力軸 6 に連結し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 によって第 2 減速駆動歯車 1 2 a を副軸 5 に連結し、その状態で第 1 クラッチ C1 を係合させて設定される。この前進第 5 速でのトルク伝達経路を図 2 1 に太線で示してあり、第 1 クラッチ C1 を介して第 1 入力軸 3 に伝達されたエンジントルクが、第 1 減速歯車対 1 1 および副軸 5 ならびに第 5 の噛み合いクラッチ機構 K5 を介して第 2 減速歯車対 1 2 に伝達される。そして、この第 2 減速歯車対 1 2 から第 2 入力軸 4 およびこれに取り付けてある第 6 速歯車対 9 にトルクが伝達され、さらに第 3 の噛み合いクラッチ機構 K3 を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。したがってこの前進第 5 速では、第 2 減速歯車対 1 2 において、その駆動歯車 1 2 a から従動歯車 1 2 b 側にトルクが伝達されるので、各減速歯車対 1 1, 1 2 が減速作用をおこなうが、第 6 速歯車対 9 のギヤ比が小さいので、前進第 4 速より変速比の小さい前進第 5 速となる。

【0060】なお、この前進第 5 速と前記第 4 速との各クラッチ及びクラッチ機構の係合状態を対比すると、第 1 のハブスリーブ S1 の位置、および第 2 のハブスリーブ S2 の位置、ならびに第 1 クラッチ C1 と第 2 クラッチ C2 との係合状態とが異なっている。したがって入力クラッチの切り替えによってトルクの伝達経路を変更するだけでなく、噛み合いクラッチ機構によってもトルクの伝達経路を変更する必要があるので、出力軸 6 のトルクが一時的にゼロ近くに低下するいわゆるトルク遮断が生じる。

【0061】上記の前進第 5 速の状態から第 1 クラッチ C1 を次第に解放しつつ、第 2 クラッチ C2 を次第に係合させることにより、前進第 6 速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図 2 2 に太線で示してあり、第 2 クラッチ C2 を介して第 2 入力軸 4 に伝達されたエンジントルクが第 6 速歯車対 9 および第 3 の噛み合いクラッチ機構 K3 を介して出力軸 6 に伝達される。すなわち、前進第 5 速では各減速歯車対 1 1, 1 2 を介して第 6 速歯車対 9 にトルクが伝達されていたのに対して、第 6 速では、第 2 入力軸 4 から直接、第 6 速歯車対 9 にトルクが伝達されるので、第 5 速より変速比の小さい第 6 速が設定される。

【0062】この前進第 6 速の状態第 1 のハブスリーブ S1 によって第 7 速駆動歯車 1 0 b を出力軸 6 に連結し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 をニュートラル位置に設定することができる。この状態で第 2 クラッチ C2 を

次第に解放し、かつ第 1 クラッチ C1 を次第に係合させることにより、前進第 7 速が設定される。その場合のトルクの伝達経路を図 2 3 に太線で示してあり、第 1 クラッチ C1 を介して第 1 入力軸 3 に伝達されたエンジントルクが第 7 速歯車対 1 0 および第 1 の噛み合いクラッチ機構 K1 を介して出力軸 6 に伝達される。この第 7 速歯車対 1 0 のギヤ比が、前記第 6 速歯車対 9 のギヤ比より小さい増速歯車対であり、したがって第 6 速より変速比の小さい第 7 速となる。

【0063】この前進第 7 速の状態第 2 のハブスリーブ S2 をニュートラル位置に設定し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 によって第 2 減速駆動歯車 1 2 a を副軸 5 に連結することができる。この状態で第 1 クラッチ C1 を次第に解放しつつ、第 2 クラッチ C2 を次第に係合させることにより、前進第 8 速が設定される。この場合のトルクの伝達経路を図 2 4 に太線で示してあり、第 2 クラッチ C2 を介して第 2 入力軸 4 に伝達されたエンジントルクが第 2 減速歯車対 1 2 および第 5 の噛み合いクラッチ機構 K5 を介して副軸 5 に伝達される。そして、その副軸 5 から第 1 減速歯車対 1 1 を介して第 1 入力軸 3 にトルクが伝達され、この第 1 入力軸 3 から第 7 速歯車対 1 0 および第 1 の噛み合いクラッチ機構 K1 を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。この場合、各減速歯車対 1 1, 1 2 では、従動歯車側から駆動歯車側に（歯数の多い歯車から歯数の少ない歯車に）トルクが伝達されるので、それぞれが増速作用をおこなう。その結果、前進第 7 速とはこれらの減速歯車対 1 1, 1 2 を経由してトルクを伝達するか否かに相違があり、それに伴って第 7 速より変速比の小さい第 8 速が設定される。

【0064】つぎに後進段について説明する。前述したように、後進段は、変速操作上、第 1 速に隣接する変速段となるので、フェールセーフ上の要求で、第 1 速を設定する第 1 クラッチ C1 とは異なる第 2 クラッチ C2 を係合させて設定するようになっている。すなわち、第 1 のハブスリーブ S1 によって第 3 速従動歯車 8 b を出力軸 6 に連結し、かつ第 3 のハブスリーブ S3 によって後進歯車 1 3 a を副軸 5 に連結し、さらに第 2 のハブスリーブ S2 はニュートラル位置に設定する。したがって図 2 5 に太線で示すように、第 2 クラッチ C2 を介して第 2 入力軸 4 に伝達されたエンジントルクが、第 2 速歯車対 7 から後進歯車対 1 3 のアイドル歯車 1 3 b に伝達され、さらにこの後進歯車対 1 3 および第 6 の噛み合いクラッチ機構 K6 を介して副軸 5 にトルクが伝達される。そして、この副軸 5 から第 1 減速歯車対 1 1 および第 3 速歯車対 8 ならびに第 2 の噛み合いクラッチ機構 K2 を介して出力軸 6 にトルクが伝達される。

【0065】上記のように図 1 5 に示す変速機では、前進段を設定するための歯車対として 4 つの歯車対を設け、これに 2 つの減速歯車対を掛け合わせることで、合計 6 つの歯車対によって前進 8 段の変速段を設定

することができ、その結果、小型の多段変速機として構成することができる。

【0066】また、前述した図1に示す変速機と同様に、同一の軸線上に配列される部品数が均等化されていずれかの軸線上の部品数が他の軸線上の部品数に比較して極端に多くなることを避けることができ、その結果、変速機の全体としての軸長を短くすることができ、さら、噛み合いクラッチ機構を操作するアクチュエータなどの操作機器（図示せず）の配置の自由度が高くなる。

【0067】なお、上記の図15に示すギヤトレーンによって前進7段の変速段を設定する変速機を構成することができる。そのための各クラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態を図26にまとめて示してある。図26に示す図表は、上述した図16に示す図表における「4th」の欄を削除し、第5速以上の変速段をそれぞれ1段ずつ繰り下げたものである。

【0068】この図26の図表に従って変速を実行するように構成した場合、前進第3速と前進第4速との間の変速は、第1クラッチC1を係合させたまま、噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態を変更することになるので、これらの変速段の間での変速の際にいわゆるトルク遮断が生じる。しかしながら、図16の図表に従って変速を実行するように構成した場合と同様に、トルク遮断の生じる変速段が比較的高速段側であるから、変速ショックや変速遅れなどの違和感を抑制もしくは防止することができる。

【0069】なお、この発明は、上述した各具体例に限定されない。例えば、上述した各具体例では、出力軸を各入力軸と平行に配置したことにより、エンジンの中心軸線と平行な方向に動力を出力することになり、したがってこのような構成は、いわゆるエンジンを横置きするタイプの車両に適した構成となるが、前記各入力軸と同軸上に出力部材を設け、その出力部材と前記出力軸とを歯車やチェーンなどの伝動機構で連結することもでき、このような構成であれば、エンジンの軸線を延長した方向に動力を出力することができるので、いわゆるエンジンを縦置きするタイプの車両に適した構成となる。また、その場合、いずれかの入力軸と出力部材とを選択的に直結する手段を設けることにより、設定可能な前進段

の数を更に増やすことができる。

【0070】また、エンジントルクを入力する第1クラッチおよび第2クラッチは、ギヤトレーンに対してエンジン側あるいはエンジンとは反対側のいずれに配置してもよく、さらにいずれかのクラッチをエンジン側、他のクラッチをエンジンとは反対側に配置し、ギヤトレーンを挟んだ両側にクラッチを配置してもよい。要は、入力クラッチを含む各構成部材の配置は、必要に応じて変更することができる。さらに、この発明では、噛み合いクラッチ機構として、テーパリングなどを備えた同期機

構（シンクロナイザー）を組み込んだ装置を採用することができる。

【0071】

【発明の効果】以上説明したように請求項1の発明によれば、前進段として7段以上を設定することができ、しかもこれらの変速段を設定するために係合・解放させられる複数の噛み合いクラッチ機構が各入力軸上には配置されず、副軸および出力軸のいずれかと同軸上に配置されているため、相対的に多数の部品を配置することになる各入力軸に更に噛み合いクラッチ機構を配置する必要がなく、相対的に少数の歯車を配置してある副軸もしくは出力軸上に噛み合いクラッチ機構を配置することにより、軸線方向に並べて配置する部品数が少なくなり、その結果、軸長の増大を抑制して変速機の小型化を図ることができる。

【0072】また、請求項2の発明によれば、5つの噛み合いクラッチ機構のうちの少なくともいずれか一つを係合させ、かつ他の少なくともいずれか一つを解放させ、さらに第1クラッチおよび第2クラッチのいずれかを係合させることにより、前進7段以上の変速段を設定できるため、設定可能な前進段の変速段数に対して噛み合いクラッチ機構の数が少なくてもよく、変速機の小型化を図ることができる。

【0073】さらに、請求項3の発明によれば、噛み合いクラッチ機構の係合・解放のさせ方によって所定の歯車対が減速歯車として作用し、また増速歯車として作用するため、前記歯車対を使用して少なくとも2つの前進段を設定できるので、噛み合いクラッチ機構の数が前進段の数に比較して少ないことに加え、歯車対の数が少なくてもよく、それに伴い変速機の小型化を図ることができる。

【0074】またさらに、請求項4の発明によれば、前進7段以上の変速段を設定するための変速操作が、副軸上もしくは出力軸上に配置されている噛み合いクラッチ機構の切り替え操作になり、そして、副軸あるいは出力軸は、各入力軸を中心として所定半径の円周上に配置されるから、これと併せて噛み合いクラッチ機構が各入力軸を中心とした所定半径の円周上に配置されるので、変速を実行するための機器の配置の自由度を高くすることができる。

【0075】請求項5の発明によれば、いずれかの入力軸からトルクを受ける歯車が、副軸上の他の歯車と対を成すと同時に、出力軸上の更に他の歯車と対を成して、いずれかの入力軸からトルクを受ける前記歯車が2つの歯車対で共用されているため、必要とする歯車の数が少なくなると、変速機の小型・軽量化を図ることができる。

【0076】そして、請求項6の発明によれば、いずれか2つの歯車対が一つの歯車を共用する構成とはならないために、変速比の制約要因が少なくなり、変速比

の選択の幅を広くすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 この発明に係る変速機の一例を示すスケルトン図である。

【図 2】 その変速機により前進 8 段・後進 1 段の各変速段を設定するためのクラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態をまとめて示す図表である。

【図 3】 図 1 に示す変速機における前進第 1 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 4】 図 1 に示す変速機における前進第 2 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 5】 図 1 に示す変速機における前進第 3 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 6】 図 1 に示す変速機における前進第 4 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 7】 図 1 に示す変速機における前進第 5 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 8】 図 1 に示す変速機における前進第 6 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 9】 図 1 に示す変速機における前進第 7 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 10】 図 1 に示す変速機における前進第 8 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 11】 図 1 に示す変速機における後進第 1 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 12】 図 1 に示す変速機における後進第 2 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 13】 図 1 に示すギヤトレーンを用いて前進 7 段・後進 1 段の各変速段を設定するように構成した場合のクラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態をまとめて示す図表である。

【図 14】 図 1 に示すギヤトレーンを用いて前進 6 段・後進 1 段の各変速段を設定するように構成した場合のクラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態をまとめて示す図表である。

【図 15】 この発明に係る他の変速機の一例を示すス

ケルトン図である。

【図 16】 図 15 に示す変速機により前進 8 段・後進 1 段の各変速段を設定するためのクラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態をまとめて示す図表である。

【図 17】 図 15 に示す変速機における前進第 1 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 18】 図 15 に示す変速機における前進第 2 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 19】 図 15 に示す変速機における前進第 3 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 20】 図 15 に示す変速機における前進第 4 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 21】 図 15 に示す変速機における前進第 5 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 22】 図 15 に示す変速機における前進第 6 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 23】 図 15 に示す変速機における前進第 7 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 24】 図 15 に示す変速機における前進第 8 速でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 25】 図 15 に示す変速機における後進段でのトルクの伝達経路を示す模式図である。

【図 26】 図 15 に示すギヤトレーンを用いて前進 7 段・後進 1 段の各変速段を設定するように構成した場合のクラッチおよび噛み合いクラッチ機構の係合・解放状態をまとめて示す図表である。

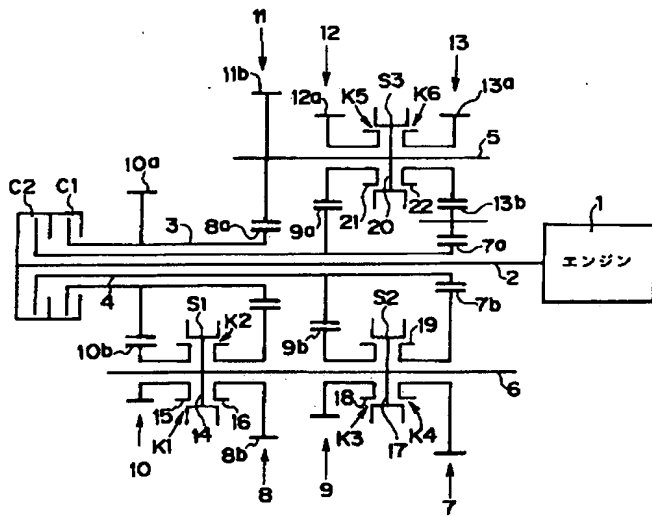
【符号の説明】

1…エンジン、 3…第 1 入力軸、 4…第 2 入力軸、  
5…副軸、 6…出力軸、 7…第 2 速歯車対、 8  
…第 3 速歯車対、 9…第 6 速歯車対、 10…第 7 速  
歯車対、 11…第 1 減速歯車対、 12…第 2 減速歯  
車対、 13…後進歯車対、 C1…第 1 クラッチ、  
C2…第 2 クラッチ、 K1、～K6…噛み合いクラッ  
チ機構、 S1、 S2、 S3…ハブスリーブ。

【図 14】

	S1					S2			S3		
	C1	C2	10b	N	8b	9b	N	7b	12a	N	13a
Rev		●			●		○				●
1st	●			○				●	●		
2nd		●		△	▽			●	△	▽	
3rd	●				●	▽		△		○	
4th		●	▽		△	●				○	
5th	●		●			△	▽		▽	△	
6th		●	●				○		●		

【図 1】

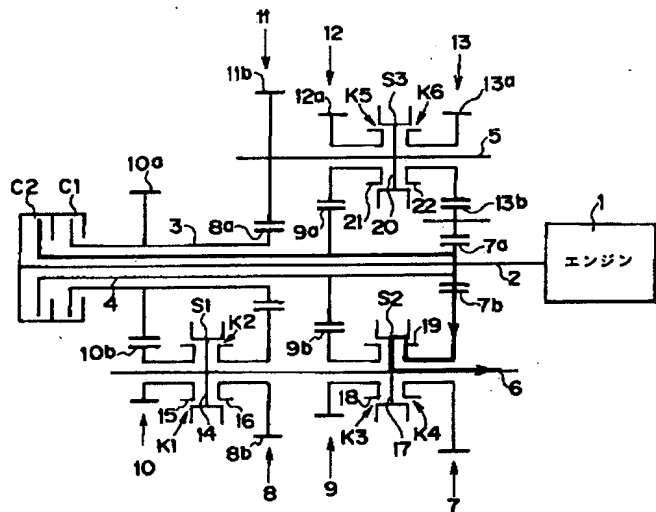
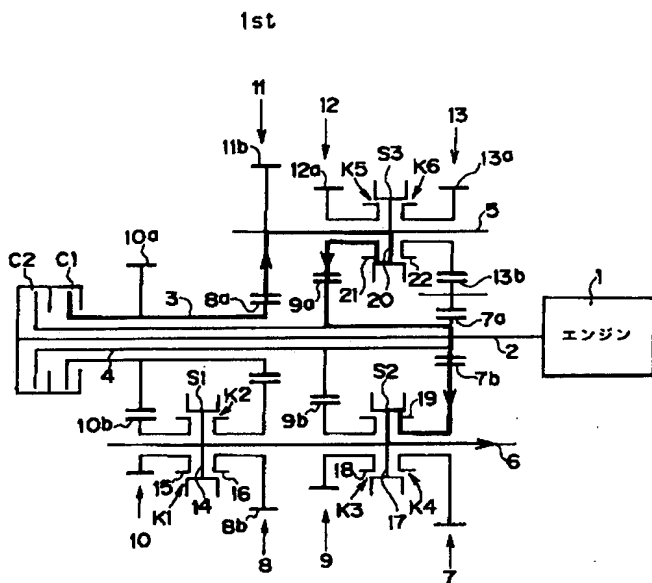


【図 2】

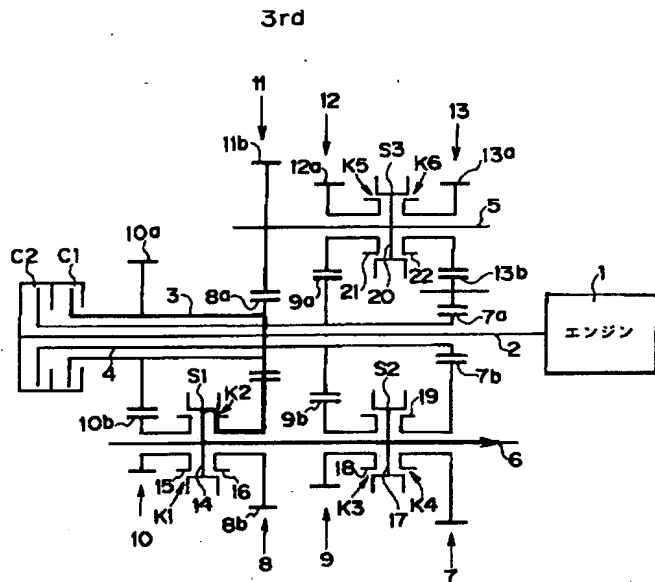
			S1			S2			S3		
	C1	C2	10b	N	8b	9b	N	7b	12a	N	13a
Rev		●			●		○				●
1st	●			○				●	●		
2nd		●		△	▽			●	△	▽	
3rd	●				●		▽	△	▽	△	
4th		●			●		○		●		
5th	●			○		●			●		
6th		●	▽	△		●			△	▽	
7th	●		●			△	▽		▽	△	
8th		●	●				○		●		

【図 4】

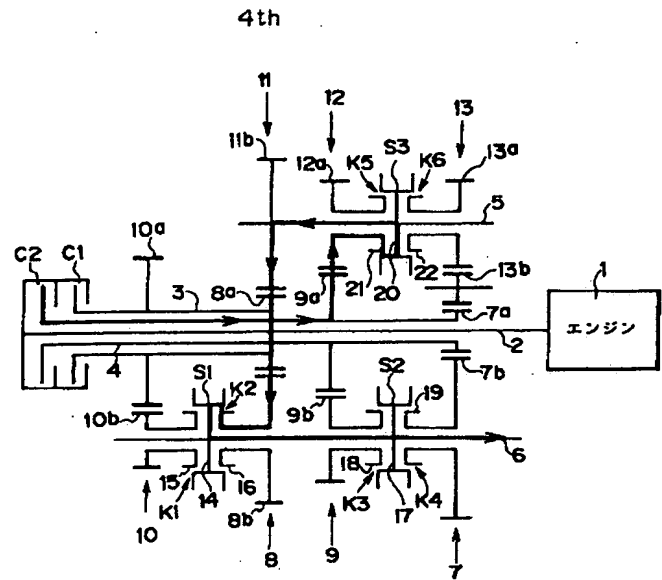
2nd



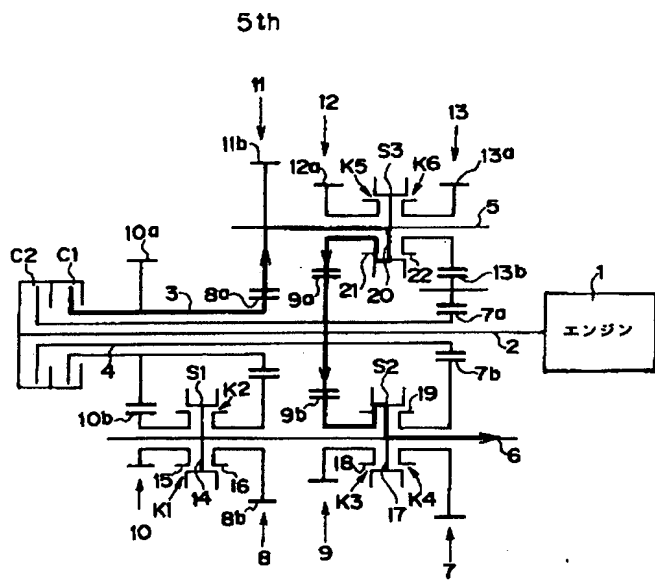
【図 5】



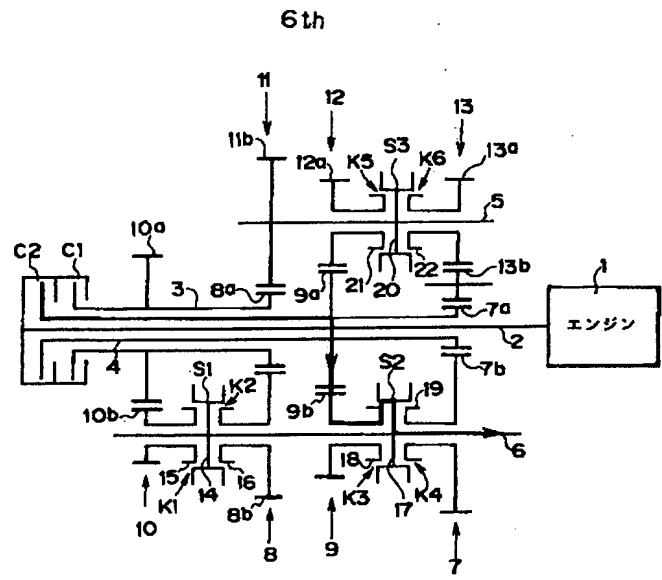
【図 6】



【図 7】



【図 8】



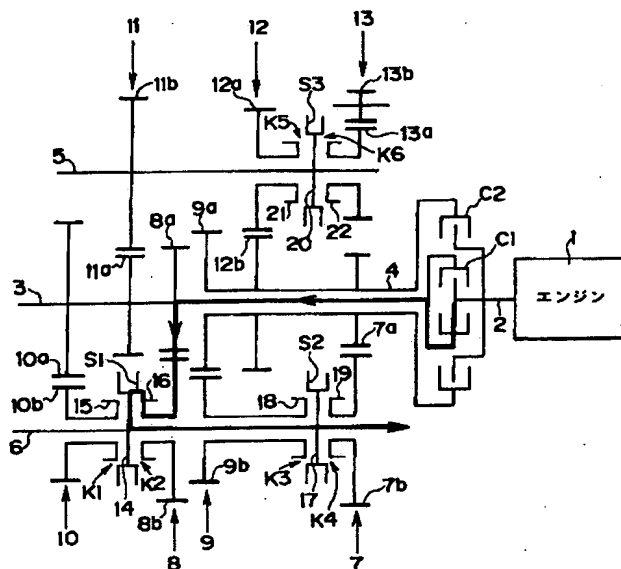






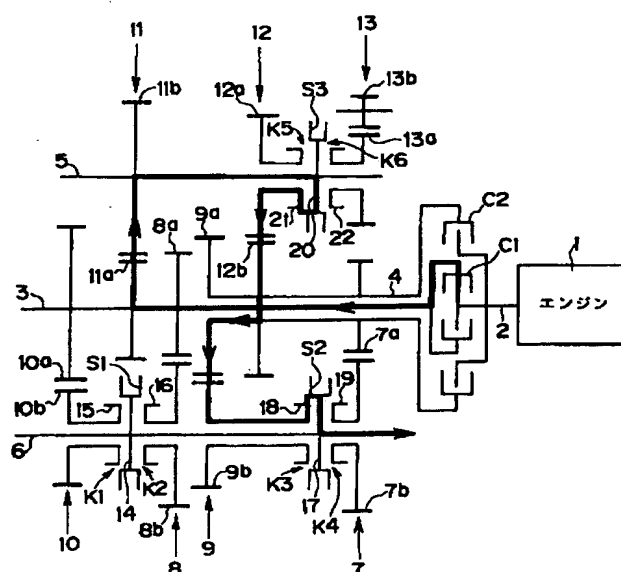
【図 19】

3rd



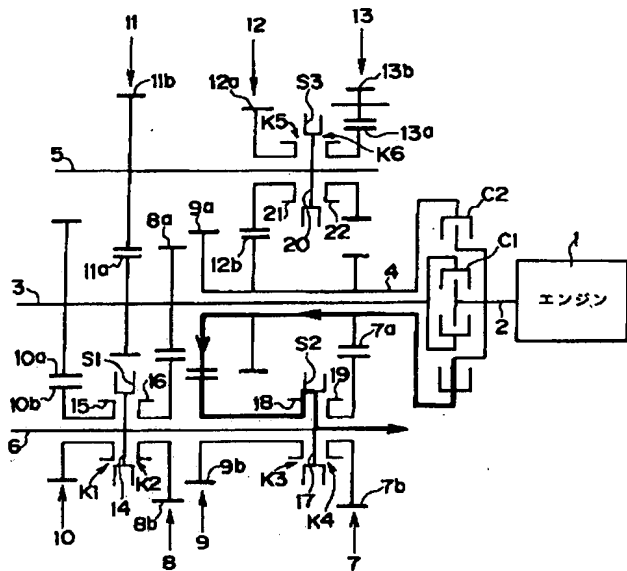
【图 2 1】

5th



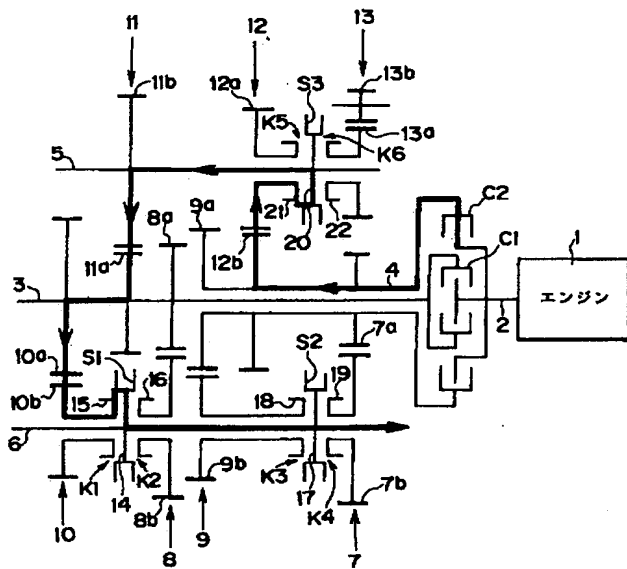
【図 2 2】

6th



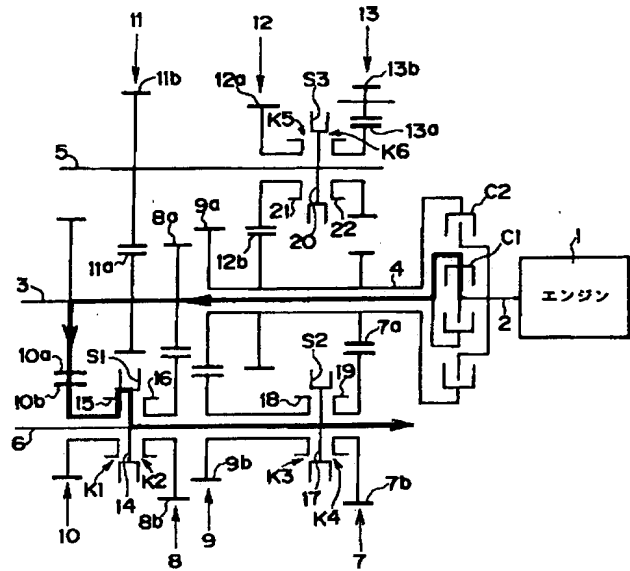
【図 2 4】

8th



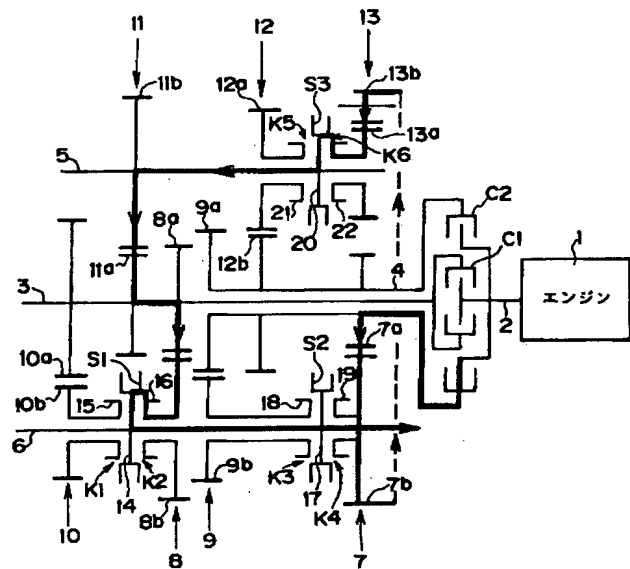
【図 2 3】

7th



【図 2 5】

Rev



フロントページの続き

(72)発明者 鴛海 恭弘  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 藤戸 宏  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 松本 亮

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動  
車株式会社内

(72)発明者 村上 新

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動  
車株式会社内

Fターム(参考) 3D039 AA02 AC37 AD23

3J028 EB09 EB37 EB62 FB04 FC32

FC42 FC64